

ценков С.А. Влияние коэффициента избытка воздуха и степени сжатия на термический КПД двигателя с искровым зажиганием / С.А. Ероценков, В.А. Корогодский, А.А. Каграманян, О.В. Василенко // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. – 2008 – Вып. №1. – С.15-21. 5. Солодов В.Г. Научно-прикладной программный комплекс MTFs® для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы. / В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев // Сертификат гос. регистр. авторских прав. - УГААСП. - №5921. - 16.07.2002. 6. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. [Учебник] / Василий Григорьевич Дьяченко. - Х.: ХНАДУ, 2009.-500 с.

Bibliography (transliterated):

1. Rosli Abu Bakar. Effects of port sizes in scavenging on new two-stroke engine using numerical analysis / Rosli Abu Bakar, Devarajan Ramasamy, Chiew Chen Wee // Automotive Development Centre,

University Teknologi Malaysia - 2009. 2. Semin. In-Cylinder Flow through Piston-Port Engines Modeling using Dynamic Mesh / Semin, N.M.I.N. Ibrahim, Rosli A. Bakar and Abdul R. Ismail // Journal of Applied Sciences Research. – 2008.- 4(1).- 58-64.3. Erowenkov S.A. Opredelenie teplofizicheskikh svoystv rabocheho tela na takte szhatija dlja dvuhtaktnogo dvigatelja / S.A. Erowenkov, V.A. Korogodskij, O.V. Vasilenko // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Vseukrainskij nauchno-tehnicheskij zhurnal. – 2009 – Вып. №1.-С.35-37. 4. Erowenkov S.A. Vlijanie koeficienta izbytkha vozduha i stepeni szhatija na termicheskij KPD dvigatelja s iskrovym zazhiganiem / S.A. Erowenkov, V.A. Korogodskij, A.A. Kagramanjan, O.V. Vasilenko // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Vseukrainskij nauchno-tehnicheskij zhurnal. – 2008 – Вып. №1.-С.15-21. 5. Solodov V.G. Nauchno-prikladnoj programmnij kompleks MTFs® dlja rascheta trehmernyh vijazkih turbulentnyh techenij zhidkostej i gazov v oblastjakh proizvol'noj formy. / V.G. Solodov, Ju.V. Starodubcev // Sertifikat gos. registr. avtorskih prav. - UGAASP. - №5921. - 16.07.2002. 6. D'jachenko V.G. Teorija dvigatelej vnutrennego sgoraniya. [Uchebnik] / Vasilij Grigor'evich D'jachenko. - H.:HNADU, 2009.-500 s.

УДК 621.43.016

**А.В. Тринев, канд. техн. наук, В.Т. Коваленко, канд. техн. наук,
С.В. Обозный, инж., А.Н. Клименко, магистр**

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЛОКАЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ ДИЗЕЛЯ КАМАЗ В БЕЗМОТОРНОМ ЭКСПЕРИМЕНТЕ

Введение

На кафедре ДВС НТУ «ХПИ» накоплен значительный опыт в проведении моторных и безмоторных экспериментов, связанных с оценкой эффективности систем локального воздушного охлаждения (ЛВО) теплонапряженных деталей клапанного узла (выпускной клапан, седло клапана) и зоны межклапанной перемычки головки цилиндров (ГЦ) быстроходных дизелей семейства СМД. Получаемые при этом результаты термометрии указанных элементов имеют определяющее значение при разработке математических моделей (ММ) теплонапряженного состояния (ТНС) в плане их уточнения и задания адекватных граничных условий (ГУ) для задач теплопроводности и механики. Представляет, на наш взгляд, теоретический и практический интерес сравнительная оценка влияния теплофизических свойств материала ГЦ на ее тепловое состояние при использовании ЛВО. Свойства серых чугунов и литейных алюминиевых сплавов, как основных материалов для изготовления блочных и индивидуальных ГЦ, имеют существенные различия по теплофизическим свойствам в рабочем диапазоне температур. При этом алюминиевые сплавы имеют значительно большие значения коэффициентов теплопроводности (для сплавов АЛ и АК $\lambda = 160 - 170$ Вт/(м·К), для чугунов

$\lambda = 40 - 55$ Вт/(м·К)), что безусловно сказывается как на температурном поле самой детали, так и на протекании теплообменных процессов в основных сопряжениях седло-клапан, седло-головка.

В статье анализируются результаты безмоторного эксперимента с моделированием ЛВО индивидуальной ГЦ дизеля КамАЗ-740 (8Ч12/12) при эксплуатационных температурах дизеля.

На основе критериальных уравнений теории подобия были также рассчитаны оценочные значения коэффициентов теплоотдачи в зонах локального охлаждения с учетом режимных и конструктивных параметров, уточнены ГУ задачи теплопроводности для клапанного узла дизеля КамАЗ. Полученные МКЭ-расчетом температурные поля деталей клапанного узла дали удовлетворительное совпадение с экспериментальными значениями. По результатам безмоторного эксперимента были определены энергетические затраты на прокачку охлаждающего воздуха в системе ЛВО индивидуальной ГЦ дизеля.

Анализ публикаций

Преимущества безмоторных экспериментов, а также основные положения методики проведения таких экспериментов применительно к ГЦ, включающим элементы с ЛВО, проанализированы и сформулированы в работе [1]. При проведении ис-

следования используется блочная ГЦ или ее фрагмент, укомплектованный штатными или оригинальными деталями клапанного узла. В теле ГЦ путем ее дообработки выполняются каналы и полости для подвода охладителя – сжатого воздуха, в контрольных точках устанавливаются термодатчики. Контролируются также температуры охладителя на входе в ГЦ и на выходе, расход охладителя через систему ЛВО. Нагрев днища ГЦ производится с помощью плавильной печи, интенсивность нагрева до уровня эксплуатационных температур и поддержание установившегося теплового режима достигается за счет регулирования напряжения в обмотке печи с помощью трансформатора. Избыточное давление охлаждающего воздуха в диапазоне от 0,1 до 0,3 МПа в воздушном ресивере на входе в систему ЛВО создается поршневым компрессором.

Экспериментальная часть исследования, как правило, дополняется расчетной. С этой целью рассматривается конечноэлементная ММ отсека ГЦ [1] или ММ клапанного узла. При этом путем задания соответствующих условий проведения безмоторного эксперимента ГУ и проведения серии уточняющих расчетов температурного поля деталей определяются значения локальных коэффициентов теплоотдачи на участках ЛВО. В ходе такого расчетно-экспериментального исследования удастся с достаточной точностью оценить уровень термических контактных сопротивлений в сопряжениях для узлов ММ, а также проанализировать влияние локального охлаждения.

Для уточнения схемы силового нагружения, схемы закрепления детали и др. вопросов, связанных с решением задачи механики напряженно-деформированного состояния также может применяться методика безмоторного моделирования. В этом случае, например, может быть использовано нагружение деталей клапанного узла на грузопоршневом стенде [2] с проведением тензометрических измерений и сопоставления расчетных и экспериментальных данных. Анализ, как температурного поля, так и деформаций позволяет при этом не только уточнять ММ, но и проследить влияние различных конструктивных факторов на ТНС, сократить сроки доводки конструкции, повысить ее надежность.

Повышение надежности современных быстроходных дизелей с учетом тенденции к постоянному увеличению их литровых мощностей [3] требует разработки оригинальных конструктивных

мероприятий, направленных на снижение термических и механических напряжений в наиболее нагруженных участках деталей КС. Наиболее доступным способом проверки эффективности таких мероприятий на начальных стадиях разработок конструкции являются безмоторные эксперименты.

Цель и постановка задачи

Целью данного исследования была оценка эффективности ЛВО индивидуальной ГЦ быстроходного дизеля, изготовленной из алюминиевого сплава, при моделировании ее теплового состояния в безмоторном эксперименте.

Были поставлены следующие основные задачи:

- определить влияние ЛВО на температурное поле днища ГЦ в зависимости от параметров охладителя (давление, расход, температура на входе в систему);
- проанализировать характер протекания переходных процессов охлаждения от момента подвода охладителя и до выхода на установившийся тепловой режим, что особенно важно для автомобильных дизелей, работающих значительную часть времени при частых сменах нагрузки;
- оценить влияние ЛВО седла выпускного на температуру клапана, определить контактные термические сопротивления в этом сопряжении, по результатам эксперимента с учетом конструктивных и режимных параметров рассчитать оценочные значения коэффициентов теплоотдачи на участках локального охлаждения.

Основные результаты исследования

Подготовка к проведению экспериментальной части заключалась в дообработке серийной ГЦ дизеля КамАЗ, укомплектованной деталями впускного и выпускного клапанного узлов. Изменения были внесены в конструкцию охлаждаемого седла выпускного клапана, увеличена его высота до 15 мм (7 мм в базовом варианте), выполнены проточка на боковой поверхности для подвода охлаждающего воздуха высотой 10 мм, а также сквозное отверстие в стенке диаметром 4мм для его вытекания в выпускной канал. В днище ГЦ под охлаждаемое седло выпускного клапана была выполнена расточка, а также горизонтальное сверление с резьбовой частью для присоединения штуцера подвода сжатого воздуха. Таким образом, воздух подводился из магистрали к седлу, омывал его по боковой поверхности и через сквозное отверстие вытекал в выпускной канал. Как показали проводимые на

кафедре ДВС моторные эксперименты [4], такое решение на работающем дизеле с наддувом не позволяет максимально использовать эффект от ЛВО в связи со значительным противодавлением в выпускном тракте. В условиях моторного эксперимента на работающем двигателе указанный недостаток устраняется за счет выполнения транзитной воздушной магистрали, не выходящей в выпускной тракт. На результаты безмоторного эксперимента отмеченная конструктивная особенность не оказала решающего влияния. Конструкция охлаждаемого седла, а также эскиз дообработки днища ГЦ представлена на рис. 1.

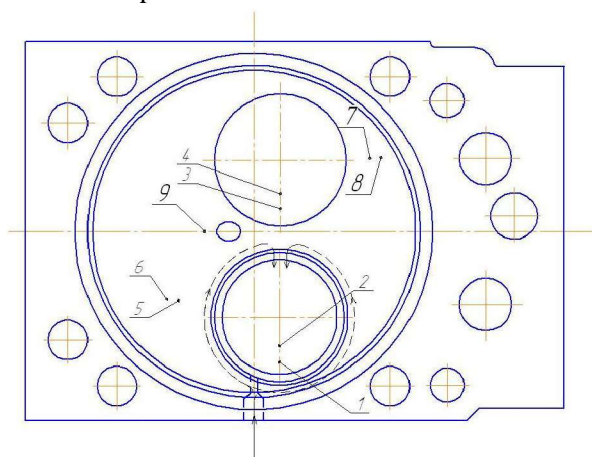


Рис.1. Схема размещения термодпар

Для определения температурного поля в днище ГЦ и в тарелках впускного и выпускного клапанов устанавливались хромель-алюмелевые термопары (диаметр электродов 0,3 мм, диаметр шарика спая 0,7-0,8 мм). Для монтажа термодпар в головке и в тарелках клапанов использовались соответственно алюминиевые и стальные капсулы с наружным диаметром 4 мм. Глубина утопания спая относительно тепловоспринимающих поверхностей деталей составляла 1,0 - 1,3 мм. Схема заделки термодпар показана на рис.2.

После установки термодпар выполнялась узловая сборка ГЦ с запрессовкой охлаждаемого седла,

монтажом штатных деталей клапанных узлов и последующей притиркой клапанов с проверкой их на герметичность. Общий вид опытной ГЦ, подготовленной к безмоторному эксперименту показан на рис.3.



Рис.2. Опытная ГЦ дизеля КамАЗ

Эксперимент проводился без подвода охлаждающей жидкости к ГЦ. Температура нагрева днища назначалась по результатам термометрии ГЦ из алюминиевых сплавов, полученных в ходе моторных экспериментов и составляла 250-300 °С в контрольных точках по огневому днищу. Нагрев клапанов проводили только для оценки влияния охлаждения седла, межклапанной перемычки на тепловое состояние клапанов. При этом уровень их максимальных температур, безусловно, не соответствовал эксплуатационным значениям. В ходе эксперимента были получены температурные поля по днищу ГЦ для установившихся тепловых режимов при различных давлениях охлаждающего воздуха p_e на входе, а также получены температурные характеристики переходных режимов охлаждения. Результаты безмоторного эксперимента для установившихся режимов обобщены в табл., а графики изменения температуры в контрольных точках 1, 5 и 9 в зависимости от продолжительности охлаждения показаны на рис.4.

Таблица. Температурное поле днища ГЦ при его локальном охлаждении

№ режима	Температуры в контрольных точках, °С					Параметры охлаждающего воздуха			
	1	3	5	7	9	Температура на входе, °С	Температура на входе из ГЦ, °С	Давление, МПа	Расход, м³/час
1	277	275	220	204	226	без охлаждения			
2	172	255	179	177	189	25	105	0,1	4,45
3	164	258	173	175	183	26,2	110	0,2	4,85
4	156	252	165	172	178	25,9	104	0,3	5,45

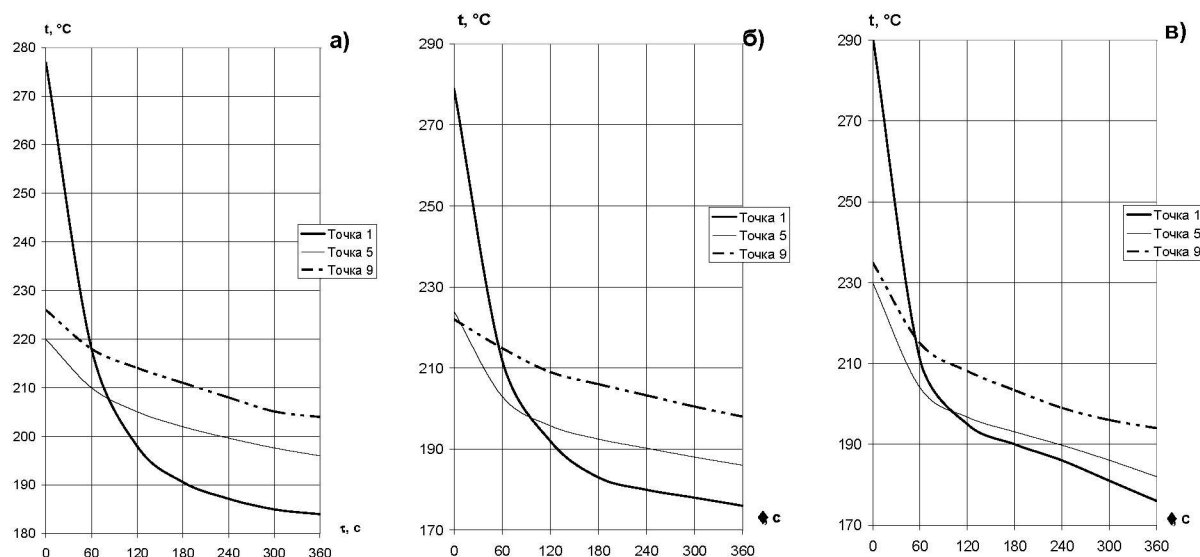


Рис. 3. Динамика изменения температур в контрольных точках

(т. 1, т. 5, т. 9) днища ГЦ при локальном охлаждении:

а) давление $p_e = 0.1 \text{ МПа}$; б) давление $p_e = 0.2 \text{ МПа}$; в) давление $p_e = 0.3 \text{ МПа}$

Как показывает сравнительный анализ результатов моторных [4] и безмоторных [1] экспериментов с использованием ЛВО чугунных ГЦ дизеля СМД, их расхождение на всех режимах испытаний незначительно, что свидетельствует о достаточной степени достоверности информации, полученной в ходе безмоторного эксперимента. Рассмотрим основные результаты проведенного испытания.

Во-первых, заслуживает внимание значительное снижение температуры тарелки выпускного клапана (точка 1) на всех режимах охлаждения, которое составила 100-120 $^\circ\text{C}$. В моторных и безмоторных исследованиях с ГЦ дизелей СМД эффект от охлаждения не превышал 40-60 $^\circ\text{C}$ в зонах, наиболее приближенных к полостям с охлаждающим воздухом [1, 4]. Повышению эффективности охлаждения способствовали увеличение теплоотводящей наружной поверхности седла за счет увеличения его высоты и глубины проточки в теле седла, а также более высокая теплопроводящая способность материала индивидуальной ГЦ – алюминиевого сплава. В данном случае достигается снижение температуры выпускного клапана, характерное для охлаждаемых вариантов выпускных клапанов, например, с натриевым или воздушным охлаждением. При этом не требуется внесение каких-либо изменений в конструкцию клапана, выполнения дополнительных полостей и каналов для охладителя в теле клапана, также могут быть сняты проблемы, связанные с вытеканием охладителя в

объем выпускного тракта со сравнительно высоким противодавлением, характерным для дизелей с наддувом.

Во-вторых, охлаждение седла выпускного клапана заметно улучшает тепловое состояние зоны межклапанной перемычки (точка 9 – снижение температуры на 40-50 $^\circ\text{C}$), наблюдается незначительное (на 10-15 $^\circ\text{C}$) уменьшение перепадов температур вблизи седел впускного и выпускного клапанов (точки 5 и 7), снижается и температура тарелки впускного клапана (точка 3) на 15-20 $^\circ\text{C}$, что на работающем дизеле может быть использовано для улучшения наполнения. Таким образом, регулируемое за счет изменения давления p_e охлаждение межклапанной перемычки может быть использовано и для снижения температурных перепадов в этой зоне и возникающих в эксплуатации термических напряжений.

В-третьих, необходимо отметить высокие скорости охлаждения (рис. 4) седла выпускного клапана и самого клапана (точка 1). Так, снижение температур тарелки клапана на 80-100 $^\circ\text{C}$ достигается уже приблизительно к третьей минуте от момента подвода охладителя, что особенно важно для дизелей транспортных средств, работающих значительную часть времени на переходных режимах с выходом на максимальные нагрузки, когда собственно и возникает необходимость в ЛВО.

Задача уточнения ММ клапанного узла дизеля КамАЗ, как одна из основных в проведенном исследовании, сводилась и к заданию достоверных

ГУ по внешней охлаждаемой поверхности седла выпускного клапана – результирующей температуры и усредненного коэффициента теплоотдачи.

При оценочном расчете усредненной теплоотдачи для турбулентного режима течения охладителя в трубах, воспользовавшись рекомендациями акад. М.А. Михеева [5], можно применить критериальное уравнение вида

$$Nu = 0,021 \cdot Re_{жс}^{0,80} \cdot Pr_{жс}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l, \quad (1)$$

где ε_l – коэффициент, который учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы. Индексы «ж» и «с» соответственно означают охладитель (жидкость, воздух) и внешнюю среду, в которой находится труба. При этом в качестве определяющего размера l для трубы с круглым поперечным сечением выбирается диаметр трубы, а определяющей температуры – средняя температура охладителя в трубе. Для случая воздушного охлаждения критериальное уравнение упрощается и принимает вид [5]

$$Nu = 0,018 \cdot Re_{жс}^{0,80} \quad (2)$$

Для определения предельного значения коэффициента теплоотдачи α_{en} в каналах ЛВО седла находим $Re_{кр}$ при критических скоростях истечения воздуха, которая для двухатомных газов наступает при перепаде давлений на входе и выходе $p_2/p_1 = 0,528$. В случае истечения охлаждающего воздуха в атмосферу ($p_2 = 0,1013$ МПа) критический режим наступает при давлениях $p_1 \approx 0,2$ МПа или при избыточном давлении $p_1 \approx 0,1$ МПа. На критическом режиме скорость истечения охладителя можно определить по известной формуле

$$w_{кр} = 1,08 \cdot \sqrt{RT_1}, \quad (3)$$

где $T_1 = 24 + 273 = 297$ К – ориентировочное значение температуры охлаждающего воздуха на входе в ГЦ. Получим значение $\omega_{кр} = 315$ м/с. Другие исходные данные, необходимые для расчета α_{en} : длина воздушного канала (проточки на внешней поверхности седла) $l = 152$ мм; эквивалентный диаметр поперечного сечения $d = 6,1$ мм (сечение канала имеет форму прямоугольника 3×10 мм); коэффициент теплопроводности охлаждающего воздуха $\lambda_g = 2,63 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К) при $t_g = 24$ °С;

кинематическая вязкость воздуха $\nu_{24} = 15,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

В результате получаем следующие значения

$$Re_{кр} = \frac{\omega_{кр} \cdot d}{\nu_{24}} = \frac{315 \cdot 6,1 \cdot 10^{-3}}{15,5 \cdot 10^{-6}} = 123967$$

$$Re_{кр}^{0,8} = 11875$$

$$Nu = 0,018 \cdot 11875 = 213,7$$

$$\alpha_{en} = Nu \frac{\alpha}{d} = \frac{213,7 \cdot 0,0263}{0,0061} = 921 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

С учетом поправочного коэффициента

$$\varepsilon_l = l/d \quad (\text{при отношении } l/d = 152/6,1, \quad \varepsilon_l = 1,04$$

[5]) получаем значение $\alpha_{en} = 960$ Вт/(м²·К).

Для расчета значений α_g в докритическом диапазоне скоростей истечения охладителя необходимо знать действительные значения скоростей его истечения с учетом геометрической формы канала, шероховатости поверхности и т.д. Вследствие сложного характера газодинамических процессов перетекания охладителя, изменения давления за седлом (в случае истечения непосредственно в выпускной тракт) воспользоваться известными из термодинамики формулами не представляется возможным. Однако для приближенной оценки можно сравнить действительные расходы охладителя с критическими, полученными в безмоторном эксперименте, и задавать α_g пропорционально расходам.

Выводы

В результате проведенного исследования была подтверждена целесообразность разработок систем ЛВО на форсированных дизелях автотракторного типа для улучшения теплового состояния ГЦ и деталей клапанного узла. Следует также отметить существенно больший эффект по снижению температуры охлаждаемого седла выпускного клапана и самого клапана, достигнутый за счет более высокой теплопроводящей способности материала ГЦ и усовершенствования конструкции седла по сравнению с ранее полученным в моторных и безмоторных экспериментах [1, 4].

Список литературы:

1. Тринев А.В. Исследование условий локального воздушного охлаждения огневого днища головки цилиндров с использованием безмоторного стенда / А.В. Тринев, А.Н. Авраменко, С.В. Обозный, В.И. Вахрушев // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2007. – №1. – С. 31-37.
2. Тринев О.В. Аналіз напруженого стану випускних клапанів швидкохідного дизеля при при-

кладанті механічного навантаження / О.В. Триньов, В.Т. Коваленко, А.Т. Тихоненко, О.М. Клименко, Д.А. Куртов // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – №2. – С. 15-20. 3. Курилов А.Г. Направление разработок нового семейства дизельных двигателей ЯМЗ для тяжелой тракторной техники / А.Г. Курилов, В.Р. Гальговский, Ю.Г. Субботин, Ю.В. Попов // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС. – Владимир. – 2001. – С. 162-164. 4. Тринев А.В. Влияние локального воздушного охлаждения на температуру клапанной перемычки головки цилиндров форсированных автотракторных дизелей / А.В. Тринев, П.Д. Гончар // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2005. – №1. – С. 63-67. 5. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: «Энергия», 1977. – 344 с.

bezmotornogo stenda / A.V. Trinev, A.N. Avramenko, S.V. Oboznyi, V.I. Vahrushev // Dvigateli vnutrennego sgoranja. – Har'kov: NTU «HPI». – 2007. – №1. – С. 31-37. 2. Trin'ov O.V. Analiz napruzhenogo stanu vipusknih klapniva shvidkohidnogo dizelja pri prikladanni mehanichnogo navantazhenja / O.V. Trin'ov, V.T. Kovalenko, A.T. Tihonenko, O.M. Klimenko, D.A. Kurtov // Dvigateli vnutrennego sgoranja. – Har'kov: NTU «HPI». – 2010. – №2. – С. 15-20. 3. Kurilov A.G. Napravlenija razrobotok novogo semejstva dizel'nyh dvigatelej JaMZ dlja tjazhelej traktornoj tehniki / A.G. Kurilov, V.R. Gal'govskij, Ju.G. Subbotin, Ju.V. Popov // Sovershenstvovanie mownostnyh, iekonomicheskij i iekologicheskij pokazatelej DVS. – Vladimir. – 2001. – С. 162-164. 4. Trinev A.V. Vlijanie lokal'nogo vozdušnogo ohlazhdenija na temperaturu klapannoj peremychki golovki cilindrov forsirovannyh avtotraktornyh dizelej / A.V. Trinev, P.D. Gonchar // Dvigateli vnutrennego sgoranja. – Har'kov: NTU «HPI». – 2005. – №1. – С. 63-67. 5. Miheev M.A. Osnovy teploperedachi / M.A. Miheev, I.M. Miheeva. – M.: «Jenergiya», 1977. – 344 s.

Bibliography (transliterated):

1. Trinev A.V. Issledovanie uslovij lokal'nogo vozdušnogo ohlazhdenija ognеvogo dniwa golovki cilindrov s ispol'zovaniem

УДК 621.43.016.4

А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.В. Шпаковский, д-р техн. наук

ВЛИЯНИЕ КОРУНДОВОГО СЛОЯ НА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЯХ ПОРШНЕЙ НА ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В ДВС

Постановка проблемы и связь с научными и практическими задачами

При испытаниях ДВС отмечалось [1], что при использовании поршней с керамическим покрытием днища поршня «изменения рабочего процесса бывают чрезмерно велики, по сравнению с незначительным повышением температуры поверхности» днища поршня. Исследования влияния керамических покрытий деталей камеры сгорания, выполненные на ряде двигателей [2], показали, что повышение мощности двигателя трудно объяснить только снижением потерь тепла. Некоторые учёные объясняют это каталитическим воздействием керамического покрытия на параметры рабочего цикла двигателя [3]. Однако единого мнения о влиянии керамических покрытий на процесс сгорания, повышение мощности и снижение удельного расхода топлива пока не сложилось.

Цель исследований

Целью данного исследования является установление факта повышения эффективной мощности ДВС при использовании поршней с теплоизолирующим корундовым слоем и выяснение причин повышения эффективности их работы с помощью исследования процессов, происходящих в камерах сгорания (КС) со снятием индикаторных диаграмм,

определением скорости тепловыделения, скорости нарастания давления и температуры газа.

Способы решения проблемы

Для решения проблемы были проанализированы результаты испытаний ДВС с теплоизолирующими покрытиями, выполненные другими исследователями. На кафедре ДВС НТУ «ХПИ» проведены сравнительные испытания на моторном стенде со снятием индикаторных диаграмм тракторного дизеля с серийными и с поршнями с корундовым слоем на доньшках и цилиндрических частях поршней, и тепловозных дизелей при реостатных испытаниях.

Анализ публикаций

Экспериментальные исследования [2] на дизелях, оснащенных поршнями с керамическим покрытием толщиной 0,2 – 0,9 мм продемонстрировали снижение эффективного расхода топлива на 6–8 г/(кВт·час) за счёт уменьшения потерь теплоты и более полного сгорания. Так, для дизеля 1Ч 18/22 снижение g_e составило 7–9 г/(кВт·час) [2]. На дизеле 1ЧН18/20 с покрытием алюминиевого поршня окисью алюминия толщиной $(0,25-0,3) \cdot 10^{-3}$ м при оптимальном угле $\varphi_{оп} = 14 - 14,5^\circ$ на номинальном режиме эффективный расход топлива снизился на 2,7 г/(кВт·час) [2], на дизеле 2ЧН21/21 при $n=1200$ мин⁻¹ и $\varphi_{оп} = 36-38^\circ$ снижение g_e составило 5,44 г/(кВт·час) [2]. Покрытие из окиси алюминия тол-